

**Patent application open to public inspection
DE 198 10 315 A1**

Int. Cl. 6
E 05 F 1/12
E 05 F 15/04

File no. 198 10 315.8
Filing date of application: Mar 11, 1998
Disclosure date: Sep 16, 1999

Applicant: Stabilus GmbH, 56070 Koblenz, DE	Inventor: Ritter, Andreas; Dipl.-Ing. (FH), 56206 Hilgert, DE
Authorized representative: Krampf, N., Dipl.-Ing. (FH), 97424 Schweinfurt	Prior art references: DE 197 58 130 A1 DE 196 49 698 A1 WO 97 13 948 A1

The following particulars were taken from the documents submitted by the applicant:

Application for examination acc. to § 44 PatG has been submitted.

Motion system, in particular for flaps

Motion system encompassing a basic part to which a moveable part is attached with a drag bearing, with a spring feature which exerts an adjusting force upon the moveable component, whereby the spring feature is located between the basic part and the moveable part by way of connecting features and one of the stated connecting features being moveable relative to the pertinent component part, with the adjusting motion being performed by an actuator relative to the drag bearing and a motion of the moveable part relative to the basic part being associated with the actuator movement.

1
Description

The invention relates to a motion system in particular for flaps according to the overall term in patent claim 1.

DE 196 49 698 A1 describes a control mechanism for a driven shut-off feature which causes a moveable part to perform an opening motion relative to a basic part. In order to allow the moveable part, for example a flap in a vehicle, to return to the shut position, the motion system has a drawgear encompassing a take-up unit in connection with a pull cable. As soon as the flap lock is unlatched, at least one spring lifts the flap upward in the opening direction. Upon actuation of the drawgear, the drawgear pulls the flap back into the lock. Such installations may represent a comfort measure, but they may also increase freedom of movement for disabled persons when driving motor vehicles, as these motion systems may frequently be operated by remote control.

An alternate system is known for example from WO 97/13948, in which a hydraulic cylinder based upon input and output of a hydraulic medium performs a movement which takes effect upon a flap in a vehicle and causes this flap to perform an opening or shutting movement.

The two stated sources describe motion systems with a complex structure. Specifically a hydraulic system requires high energy input and measures to prevent leakage of the hydraulic liquids. The system acc. to WO 97/13948 requires full energy input for the entire length of the stroke.

The intention of the present invention is to provide another motion system requiring little space and energy input.

According to the invention, this is solved by one of the connecting features being moveable relative to the pertinent component, with the adjusting motion being performed by an actuator relative to the drag bearing and a motion of the moveable part relative to the basic part being associated with the actuator movement. Each opening or shutting motion also depends upon the position of one of the connecting features. The movement of the actuator may override the movement of the spring feature and may subsequently trigger the moveable component.

In a preferred application of the invention, the effective lever arm of the spring feature on the moveable component part is altered by the actuator's adjusting motion. The lifting and shutting moment must be considered for the movement of the moveable component part. In case of a moveable component part in the version of a flap in a vehicle, the lifting moment is generated by the spring feature and the shutting moment is generated by the weight, each in connection with an effective lever arm. If one of the stated lever arms is changed, the relation between the mutually dependent moments of force is also changed, with the higher moment of force determining the direction of movement of the movable component part.

In another application, the actuator encompasses a drive unit in connection with a lever connection. The lever may be in form of a simple lever with consistent length or also a coupled gear which e.g. performs a linear movement influencing the lever length. A high-angle magnet might be used as actuator, as only very short adjusting periods are required for changing the motion of the connecting feature.

2

As an alternative, the drive unit may also be a motor, which is allocated a locking mechanism effective in the direction of rotation. The locking mechanism is designed to assure that the spring mechanism cannot twist the idle motor.

For calculation of the travel of the spring system, the admissible travel of the spring feature must exceed the required lift of stroke for the opening travel of the moveable component part at least by the effective length of the lever connection.

In consideration of low driving power, the actuator motion is performed transversely to the spring feature's longitudinal axle. The actuator as motor does not require a locking mechanism, and the alterations to lever arm lengths are significant as concerns the swing angle. The alignment of the actuator movement to the spring feature to a large degree depends upon the available installation space.

In a preferred application of the invention, the spring feature is formed by a pneumatic spring. Due to their cylinder with piston rod and piston, pneumatic springs have internal guide features which allow alteration of the angle situation of the spring feature to the basic part and the moveable component part.

In order to avoid any uncontrolled shutting operations by the moveable component part, which might cause injuries, the spring feature has a damping feature.

The damping feature is more powerful in the shut direction of the moveable component part than in the reverse direction. Such damping characteristics may be achieved by using a pneumatic spring with a directional throttle without requiring any separate damping features.

The invention shall be described in more detail by way of the following figures:

Figs. 1a-d show the sequence of motion of a moveable component part relative to a basic part.

Fig. 2. shows further versions for a motion system.

Fig. 3 shows a spring feature with damping function.

Fig. 1a-d shows a very simplified structure of a motion system (1) located between a basic part (3) and a moveable component part (5). Such system may be used, for instance, for flaps in motor vehicles. A yoke hinge (7) is located between the basic part (3) and the moveable component part (5), which is fastened to the basic part (3) by a drag bearing (9). The yoke hinge has essentially a U-shaped form in traverse direction as relates to the swiveling axis of the drag bearing (9). The basic part (3) and the yoke hinge (7) have connecting features (11a; 11b) which are used to connect a spring feature (13). A pneumatic spring described in more detail in fig. 3 may be used as spring feature. The connecting feature (11b) is part of an actuator (15), which is again composed of a motor and locking mechanism not depicted here. A pulse motor shall be used as motor here; the function of which is considered to be known. With the actuator (15), the connecting feature (11b) on a disk (17) can be turned around a center of motion (19) of the actuator independent from the motion of the yoke hinge relative to the drag bearing (9). The locking mechanism prevents the pneumatic spring from adjusting the disk into a different position in case the motor is in idle state. This might be in form of a worm gear. An instantaneous lever arm of l_1 is

defined by the distance of the longitudinal axis of the spring feature to a parallel in the drag bearing (9). In fig. 1a, the flap is closed. The moveable component part (5) is arrested by a remote-controlled lock (21) and the lever arm I_1 in this actuator position has a maximum value, because the lever arm of the moveable component part as relates to the drag bearing (9) is also maximum. The remote control might, for instance, be triggered by a switch inside the vehicle.

In fig. 1b, the lock is open and the moveable part (5) is brought into a open position by the force of the spring feature. The actuator makes no motion, so that the connection feature (11b) makes a motion around the drag bearing (8). The arm lever I_2 has become shorter, but the force of the spring feature is such that the moveable component part can be securely maintained in the open position.

In fig. 1c, the actuator (15) was actuated, which causes the connection feature (11b) to take position (11b¹) and the lever arm to be shortened to length L_3 . The moveable component part is moved back into its starting position according to fig. 1d from its own weight in connection with a lever length in relation to the drag bearing (9) against the lifting moment from spring force and lever arm length (13), whereby the lever arm then has the length (14). The connecting feature (11b) is located at the active point (11b¹). As can be seen, the lever arm (14) is larger than the lever arm (13). Subsequently the lifting moment is also larger than in fig. 1c, especially as a higher degree of force is available when the piston rod is further inserted. As a consequence, the shutting motion before the end is executed slower due to the alteration of forces and lever arm lengths. For a new opening process, the connecting feature (11b) must be twisted into position acc. to fig. 1a.

A further embodiment of the invention is shown in fig. 2, in which the plane of rotation of the actuator (15) is located transversely to the longitudinal axle of the spring feature (13). The principle of manipulating the moment of force to move the component part (5) by adjusting the lever length is also realized in this version. Due to the altered plane of rotation, the alteration of the effective lever length in relation to the actuator's swing angle is larger. In addition, the forces of the spring feature (13) and of the actuator (15) are approximately in a right angle, so that the actuator must not prestress the spring feature in case of an lever-arm adjustment, as in the phase fig. 1b to 1c. Which version is ultimately used depends essentially upon the available space.

In fig. 3, the spring feature (13) is depicted as individual part. This spring feature is a pneumatic spring with a cylinder (23) in which a piston (25) is moved axially by a piston rod (27). The piston (25) divides the cylinder into an upper and a lower working area (29;31). Both working areas are filled with pressure gas and are connected with each other by a throttle (33) in the piston. The piston (25) has a friction-force controlled switch ring (35) in a ring groove (37). The switch ring moves axially within the ring groove dependent upon the piston rod; the width of the ring groove is larger than the height of the switch ring. There is an annular gap (39) between the piston and the cylinder, which opens into the ring groove.

During an extension motion of the piston rod, a frictional force takes effect between the switch ring and the cylinder wall which causes the switch ring to take the depicted switch position in which the throttle (33) and the annular gap (39) are connected with the lower working area

(31), so that pressure in both working areas is identical. The instantaneous force in the working areas multiplied with the cross-sectional area of the piston rod may be applied as extension force. As the extension length increases, the effective extension force decreases because the pressure in the cylinder sinks as the volume of the extended piston rod is compensated.

In insertion direction, the switch ring contacts against the upper side wall of the ring groove and blocks the annular gap (39) to the lower working area (31). The only connection between the working areas is the throttle (33). The throttle effects a difference of pressure between the working areas (31) and (29). The pressure in the lower working area is higher, as pressure gas is displaced in the upper working area; the pressure difference is determined by the cross-section of the throttle. The instantaneous retention force of the pneumatic spring is calculated from the pressure in the working area (31) multiplied with the cross-sectional area of the cylinder minus the force amount pressure in the upper working area (29) multiplied with the circular ring area of the upper working area (29). Owing to the throttle, the piston rod's insertion motion is damped.

As can also be taken from the fig. 3, the connecting feature (11) is provided in form of a ball-and-socket joint, which allows the pneumatic spring to perform three-dimensional movements.

Patent claims

1. Motion system encompassing a basic part to which a moveable part is attached with a drag bearing, with a spring feature which exerts an adjusting force upon the moveable component part, whereby the spring feature is located between the basic part and the moveable part by way of connecting features, characterized by one of the stated connecting features (11b) being moveable relative to the pertinent component part (7,5), with the adjusting motion being performed by an actuator (15) relative to the drag bearing (9) and a motion of the moveable part (5) relative to the basic part (3) being associated with the actuator movement.
2. Motion system acc. to claim 1 characterized by the fact that the effective lever arm I_1 of the spring feature (13) upon the moveable component part (5) is altered by the adjustment motion of the actuator (15).
3. Motion system acc. to claim 1 characterized by the actuator (15) encompassing a drive unit in connection with a lever connection.
4. Motion system acc. to claim 3 characterized by the drive unit being in form of a motor, which is allocated a locking mechanism effective in the direction of rotation.
5. Motion system acc. to claim 2 characterized by the admissible travel of the spring feature (13) exceeding the required lift of stroke for the opening travel of the moveable component part (5) at least by the effective length of the lever connection.
6. Motion system acc. to claim 2 characterized by the actuator motion being performed transversely to the longitudinal axle of the spring feature (13).
7. Motion system acc. to claim 1 characterized by the spring system (13) being formed by a pneumatic spring.
8. Motion system acc. to claim 1 characterized by the

- spring feature (13) having a dampening feature (33).
9. Motion system acc. to claim 8 characterized by the effect of the dampening feature (33) in shutting direction of the moveable component part (33) being larger than in reverse direction.

Drawings (4 pages)



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 10 315 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁶:
E 05 F 1/12
E 05 F 15/04

⑲ Aktenzeichen: 198 10 315.8
⑳ Anmeldetag: 11. 3. 98
㉑ Offenlegungstag: 16. 9. 99

DE 198 10 315 A 1

⑦1 Anmelder:
Stabilus GmbH, 56070 Koblenz, DE

⑦4 Vertreter:
Krampf, N., Dipl.-Ing. (FH), 97424 Schweinfurt

⑦2 Erfinder:
Ritter, Andreas, Dipl.-Ing. (FH), 56206 Hilgert, DE

⑤6 Entgegenhaltungen:
DE 197 58 130 A1
DE 196 49 698 A1
WO 97 13 948 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Bewegungssystem, insbesondere für Klappen

⑤7 Bewegungssystem, umfassend ein Basisteil, an dem ein bewegliches Teil in einem Schwenklager gelagert ist, mit einer Federeinrichtung, die auf das bewegliche Bauteil eine Verstellkraft ausübt, wobei die Federeinrichtung zwischen dem Basisteil und dem beweglichen Bauteil mittels Anschlußorgane angeordnet ist und eines der genannten Anschlußorgane relativ zum zugehörigen Bauteil bewegbar ist, wobei die Verstellbewegung von einem Aktuator relativ zu dem Schwenklager ausgeführt wird und mit der Aktuatorbewegung eine Bewegung des beweglichen Teils relativ zum Basisteil verbunden ist.

DE 198 10 315 A 1

Die Erfindung betrifft ein Bewegungssystem, insbesondere für Klappen, entsprechend dem Oberbegriff von Patentanspruch 1.

Die DE 196 49 698 A1 beschreibt eine Steuervorrichtung für eine angetriebene Absperrung, die ein Federelement aufweist, das ein bewegliches Teil relativ zu einem Basisteil eine Öffnungsbewegung ausführen läßt. Damit das bewegliche Teil, beispielsweise eine Klappe von einem Kraftfahrzeug, wieder in die Schließstellung gebracht werden kann, verfügt das Bewegungssystem über eine Zugeinrichtung, umfassend eine Aufwickleinrichtung in Verbindung mit einem Zugseil. Sobald das Schloß der Klappe entriegelt ist, hebt mindestens eine Feder die Klappe in Öffnungsrichtung an. Bei Betätigen der Zugeinrichtung zieht die Zugeinrichtung die Klappe wieder ins Schloß. Solche Einrichtungen können eine besondere Komfortmaßnahme darstellen, aber für Behinderte die unabhängige Bewegungsfreiheit beim Autofahren steigern, da sich solche Bewegungssysteme häufig ferngesteuert betätigen lassen.

Ein Alternativsystem ist beispielsweise aus der WO 97/13948 bekannt, bei dem ein Hydraulikzylinder mittels Zuführen und Ablassen von Hydraulikmedium eine Arbeitsbewegung ausführt, die auf eine Klappe eines Fahrzeuges wirkt und diese eine Öffnungs- oder Schließbewegung ausführen läßt.

Die beiden genannten Quellen beschreiben Bewegungssysteme, die einen beträchtlichen Aufwand darstellen. Insbesondere ein hydraulisches System verlangt einen hohen Energieeinsatz und Maßnahmen gegen ein Auslaufen der hydraulischen Flüssigkeit. So muß bei dem System nach der WO 97/13948 über den vollen Ein- und Ausschubweg ein aktiver Energieeinsatz geleistet werden.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein weiteres Bewegungssystem zu schaffen, bei dem ein besonderer Wert auf geringen Bauraum und geringem Leistungseinsatz gelegt wird.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, daß eines der genannten Anschlußorgane relativ zum zugehörigen Bauteil bewegbar ist, wobei die Verstellbewegung von einem Aktuator relativ zu dem Schwenklager ausgeführt wird und mit der Aktuatorbewegung eine Bewegung des beweglichen Teils relativ zum Basisteil verbunden ist. Jede Öffnungs- oder Schließbewegung ist u. a. von der Lage eines der Anschlußorgane abhängig. Die Bewegung des Aktuators kann der Bewegung der Federeinrichtung überlagert werden und damit das bewegliche Bauteil ansteuern.

So ist vorteilhafterweise vorgesehen, daß mit der Verstellbewegung des Aktuators der wirksame Hebelarm der Federeinrichtung auf das bewegliche Bauteil verändert wird. Für die Bewegung des beweglichen Bauteils ist das Aufstell- und das Schließmoment zu betrachten. Bei einem beweglichen Bauteil in der Ausführung einer Klappe bei einem Kraftfahrzeug wird das Aufstellmoment von der Federeinrichtung und das Schließmoment von der Gewichtskraft jeweils in Verbindung mit einem wirksamen Hebelarm gebildet. Verändert man einen der genannten Hebelarme, so verändert man auch die Verhältnisse der gegensinnig wirkenden Kraft-Momente, wobei das größere Kraft-Moment die Bewegungsrichtung des beweglichen Bauteils bestimmt.

In weiterer Ausgestaltung ist vorgesehen, daß der Aktuator eine Antriebseinheit in Verbindung mit einer Hebelanbindung umfaßt. Bei dem Hebel kann es sich um einen einfachen Hebel mit konstanter Länge, oder um ein Koppelgetriebe handeln, das z. B. eine Linearbewegung ausführt, die die Hebellänge beeinflusst. Als Aktuator ist beispielsweise ein Steilmagnet denkbar, da nur sehr kurze Verstellzeiten für

die Änderung der Bewegung des Anschlußorgans notwendig sind.

Alternativ kann die Antriebseinheit als ein Motor ausgeführt sein, dem Motor ein in eine Drehrichtung wirksames Sperrgetriebe beigeordnet ist. Das Sperrgetriebe hat die Aufgabe, daß die Federeinrichtung den stromlosen Motor nicht verdrehen kann.

Bei der Bemessung des Federweges der Federeinrichtung ist zu berücksichtigen, daß der zulässige Hub der Federeinrichtung zumindest um den Betrag der wirksamen Länge der Hebelanbindung größer ist als der notwendige Hubweg für den Öffnungsweg des beweglichen Bauteils.

Im Hinblick auf eine geringe Antriebsleistung erfolgt die Aktuatorbewegung quer zur Längsachse der Federeinrichtung. Der Aktuator benötigt als Motor kein Sperrgetriebe und bezogen auf den Drehwinkel sind die Hebelarm-längen-änderung groß. Die Ausrichtung der Aktuatorbewegung zur Federeinrichtung ist maßgeblich abhängig vom vorhandenen Bauraum.

Vorteilhafterweise wird die Federeinrichtung von einer pneumatischen Feder gebildet. Pneumatische Federn verfügen durch ihren Zylinder mit Kolbenstange und Kolben über interne Führungsmittel, die eine Veränderung der Winkel-lage der Federeinrichtung zum Basisteil und dem beweglichen Bauteil ermöglichen.

Damit die Schließbewegung des beweglichen Bauteils nicht unkontrolliert erfolgt und die Möglichkeit der Verletzung ausgeschlossen ist, ist der Federeinrichtung eine Dämpfeinrichtung beigeordnet.

Dazu ist vorgesehen, daß die Dämpfeinrichtung in Schließrichtung des beweglichen Bauteils größer ist als in umgekehrter Richtung. Durch die Verwendung einer pneumatischen Feder kann mittels richtungsabhängiger Drosseln eine Dämpfungswirkung erreicht werden, ohne daß separate Dämpfeinrichtungen eingesetzt werden müssen.

Anhand der folgenden Figurenbeschreibung soll die Erfindung näher erläutert werden.

Es zeigt:

Fig. 1a-1d Bewegungsablauf eines beweglichen Bauteils zu einem Basisteil

Fig. 2 weitere Ausführungsvariante für ein Bewegungssystem

Fig. 3 Federeinrichtung mit Dämpfungsfunktion

Die **Fig. 1a-1d** zeigen sehr stark vereinfacht ein Bewegungssystem 1, das zwischen einem Basisteil 3 und einem beweglichen Bauteil 5 angeordnet ist. Als konkreter Anwendungsfall ist eine Klappe bei einem Kfz zu nennen. Zwischen dem Basisteil 3 und dem beweglichen Bauteil 5 ist ein Bügelscharnier 7 vorgesehen, das in einem Schwenklager 9 am festen Bauteil 3 befestigt ist. Das Bügelscharnier verfügt über eine im wesentlichen u-förmige Raumform in Querrichtung bezogen auf die Schwenkachse des Schwenklagers 9. Am Basisteil 3 und am Bügelscharnier 7 sind Anschlußorgane 11a; 11b ausgeführt, die der Anbindung einer Federeinrichtung 13 dienen. Als Federeinrichtung kommt eine pneumatische Feder zur Anwendung, die in der **Fig. 3** präziser dargestellt ist. Das Anschlußorgan 11b ist Bestandteil eines Aktuators 15, der wiederum aus einem nicht dargestellten Motor und einem Sperrgetriebe besteht. Als Motor soll ein Schrittmotor eingesetzt werden, dessen Wirkprinzip als bekannt vorausgesetzt wird. Mit dem Aktuator 15 kann das Anschlußorgan 11b auf einer Scheibe 17 um einen Drehpunkt 19 des Aktuators unabhängig von der Bewegung des Bügelscharniers relativ zum Schwenklager 9 bewegt werden. Das Sperrgetriebe verhindert, daß die pneumatische Feder im stromlosen Zustand des Motors die Scheibe in eine andere Winkelposition verstellt. Beispielsweise ist ein Schneckengetriebe denkbar. Ein momentaner Hebelarm l_1

wird durch den Abstand der Längsachse der Federeinrichtung zu einer Parallelen im Schwenklager 9 bestimmt. In der Fig. 1a ist die Klappe geschlossen. Das bewegliche Bauteil 5 wird durch ein fernsteuerbares Schloß 21 arretiert und der Hebelarm I_1 nimmt in dieser Aktuatorstellung einen Größt-
wert ein, da der Hebelarm des beweglichen Bauteils bezogen auf das Schwenklager 9 ebenfalls maximal ist. Die Fernsteuerfunktion kann beispielsweise durch einen Schalter im Fahrzeuginnenraum ausgelöst werden.

In der Fig. 1b ist das Schloß geöffnet und das bewegliche Bauteil 5 wird von der Kraft der Federeinrichtung in eine Öffnungsstellung bewegt. Der Aktuator führt keine Bewegung aus, so daß das Anschlußorgan 11b eine Bewegung um das Schwenklager 9 zurücklegt. Der Hebelarm L_2 ist zwar kürzer geworden, doch ist die Kraft der Federeinrichtung derart bemessen, daß das bewegliche Bauteil in der geöffneten Position sicher gehalten werden kann.

In der Fig. 1c wurde der Aktuator 15 betätigt, wodurch das Anschlußorgan 11b die Position 11b' einnimmt und der Hebelarm auf die Länge L_3 verkürzt ist. Das bewegliche Bauteil wird von seiner eigenen Gewichtskraft in Verbindung mit einer Hebellänge bezogen auf das Schwenklager 9 gegen das Aufstellmoment aus Federkraft und Hebelarmlänge 13 in seine Ausgangslage entsprechend der Fig. 1d zurückbewegt, wobei der Hebelarm dann die Länge 14 aufweist. Das Anschlußorgan 11b befindet sich im Wirkpunkt 11b". Wie man erkennt, ist der Hebelarm 14 größer als der Hebelarm 13. Damit ist auch das Aufstellmoment größer als in Fig. 1c, insbesondere, da bei weiter eingefahrener Kolbenstange eine größere Kraft zur Verfügung steht. Infolge dessen wird die Schließbewegung vor dem Ende durch die Veränderung der Kräfte und Hebelarmlängen langsamer ausgeführt. Für einen erneuten Öffnungsvorgang muß das Anschlußorgan 11b in die Stellung gemäß Fig. 1a verdreht werden.

In der Fig. 2 ist eine weitere Ausführungsform der Erfindung dargestellt, bei der die Drehebene des Aktuators 15 quer zur Längsachse der Federeinrichtung 13 angeordnet ist. Das Prinzip über die veränderbare Hebellänge das Kraftmoment zur Bewegung des Bauteils 5 zu steuern ist in dieser Variante ebenfalls verwirklicht. Durch die geänderte Drehebene ist die Änderung der wirksamen Hebellänge bezogen auf den Drehwinkel des Aktuators größer. Des weiteren stehen die Kräfte der Federeinrichtung 13 und des Aktuators 15 in etwa in einem rechten Winkel, so daß der Aktuator die Federeinrichtung bei einer Hebelarmverstellung nicht vorspannen muß, wie im Schritt der Fig. 1b zu 1c. Welche Variante eingesetzt wird, hängt im wesentlichen vom Bauraum ab, der zur Verfügung steht.

In der Fig. 3 ist die Federeinrichtung 13 als Einzelteil dargestellt. Bei der Federeinrichtung handelt es sich um eine pneumatische Feder mit einem Zylinder 23, in dem ein Kolben 25 an einer Kolbenstange 27 axial beweglich geführt ist. Der Kolben 25 teilt den Zylinder in einen oberen und einen unteren Arbeitsraum 29; 31. Beide Arbeitsräume sind mit einem Druckgas gefüllt und über eine Drossel 33 im Kolben miteinander verbunden. Der Kolben 25 verfügt über einen reibkraftgesteuerten Schaltring 35 in einer Ringnut 37. Der Schaltring bewegt sich in Abhängigkeit der Kolbenstange axial innerhalb Ringnut, deren Breite größer ist als die Höhe des Schaltringes. Zwischen dem Kolben und der Zylinderwandung liegt ein Ringspalt 39 vor, der in die Ringnut mündet.

Bei einer Ausfahrbewegung der Kolbenstange wirkt eine Reibkraft zwischen dem Schaltring und der Zylinderwandung, wodurch der Schaltring die eingezeichnete Schaltstellung einnimmt, bei der die Drossel 33 und der Ringspalt 39 mit dem unteren Arbeitsraum 31 verbunden sind, so daß in

beiden Arbeitsräumen derselbe Druck vorherrscht. Als Ausfahrkraft kann der Momentandruck in den Arbeitsräumen multipliziert mit der Querschnittsfläche der Kolbenstange genutzt werden. Mit zunehmender Ausfahrstrecke der Kolbenstange sinkt die nutzbare Ausfahrkraft, da der Druck im Zylinder abnimmt, weil das Volumen der ausgefahrenen Kolbenstange kompensiert wird.

In Einfahrrichtung legt sich der Schaltring an die obere Seitenwand der Ringnut an und sperrt den Ringspalt 39 zum unteren Arbeitsraum 31 ab. Als Verbindung zwischen den Arbeitsräumen steht lediglich die Drossel 33 zur Verfügung. Die Drossel bewirkt einen Druckunterschied zwischen den Arbeitsräumen 31 und 29. Im unteren Arbeitsraum herrscht der größere Druck, da Druckgas in den oberen Arbeitsraum verdrängt wird, wobei der Druckunterschied durch den Querschnitt der Drossel bestimmt wird. Die momentane Haltekraft der pneumatischen Feder berechnet sich aus dem Druck im Arbeitsraum 31 multipliziert mit der Querschnittsfläche des Zylinders subtrahiert um den Kraftbetrag Druck im oberen Arbeitsraum 29 multipliziert mit der Kreisringfläche des oberen Arbeitsraumes 29. Durch die Drossel stellt sich eine gedämpfte Einfahrbewegung der Kolbenstange ein.

Wie weiter aus der Fig. 3 zu entnehmen ist, werden als Anschlußorgane 11 ein Kugelgelenk eingesetzt, die die pneumatische Feder auch räumliche Bewegungen ausführen lassen.

Patentansprüche

1. Bewegungssystem, umfassend ein Basisteil, an dem ein bewegliches Teil in einem Schwenklager gelagert ist, mit einer Federeinrichtung, die auf das bewegliche Bauteil eine Verstellkraft ausübt, wobei die Federeinrichtung zwischen dem Basisteil und dem beweglichen Bauteil mittels Anschlußorgane angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß eines der genannten Anschlußorgane (11b) relativ zum zugehörigen Bauteil (7, 5) bewegbar ist, wobei die Verstellbewegung von einem Aktuator (15) relativ zu dem Schwenklager (9) ausgeführt wird und mit der Aktuatorbewegung eine Bewegung des beweglichen Teils (5) relativ zum Basisteil (3) verbunden ist.
2. Bewegungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß mit der Verstellbewegung des Aktuators (15) der wirksame Hebelarm I_1 der Federeinrichtung (13) auf das bewegliche Bauteil (5) verändert wird.
3. Bewegungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Aktuator (15) eine Antriebseinheit in Verbindung mit einer Hebelanbindung umfaßt.
4. Bewegungssystem nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebseinheit als ein Motor ausgeführt ist, dem Motor ein in eine Drehrichtung wirksames Sperrgetriebe beigeordnet ist.
5. Bewegungssystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der zulässige Federweg der Federeinrichtung (13) zumindest um den Betrag der wirksamen Länge der Hebelanbindung größer ist als der notwendige Hubweg für den Öffnungsweg des beweglichen Bauteils (5).
6. Bewegungssystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Aktuatorbewegung quer zur Längsachse der Federeinrichtung (13) erfolgt.
7. Bewegungssystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Federeinrichtung (13) von einer pneumatischen Feder gebildet wird.
8. Bewegungseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch

gekennzeichnet, daß der Federeinrichtung (13) eine Dämpfeinrichtung (33) beigeordnet ist.

9. Bewegungseinrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Wirkung der Dämpfeinrichtung (33) in Schließrichtung des beweglichen Bauteils (33) größer ist als in umgekehrter Richtung.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

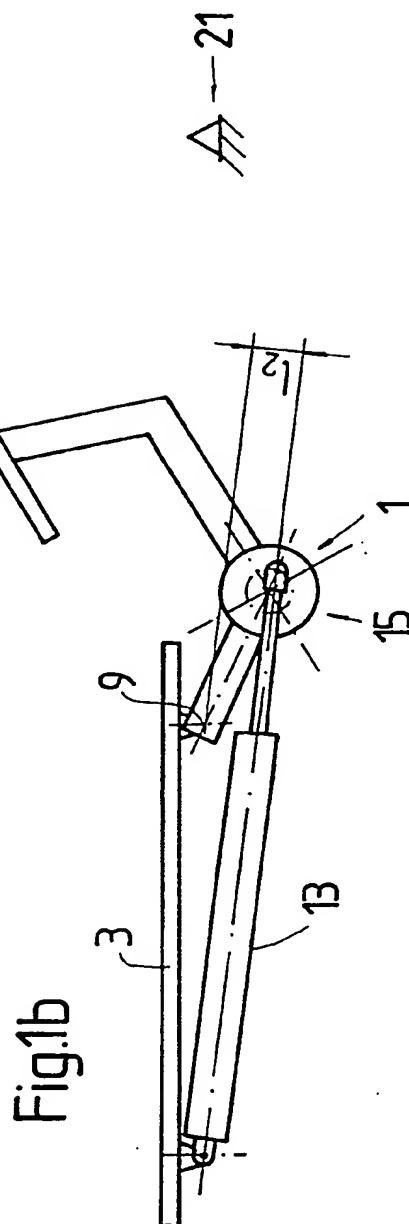
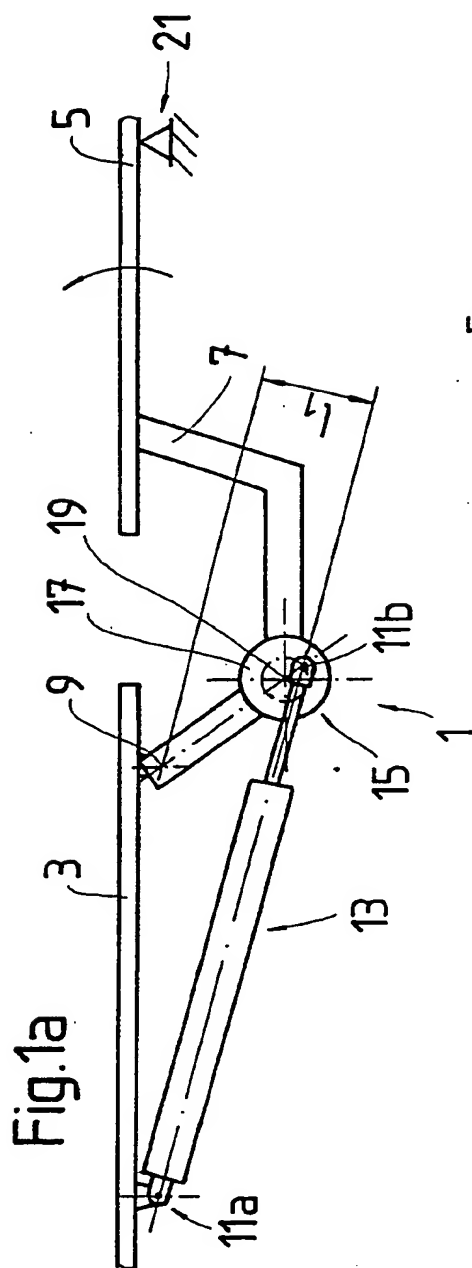


Fig.1c

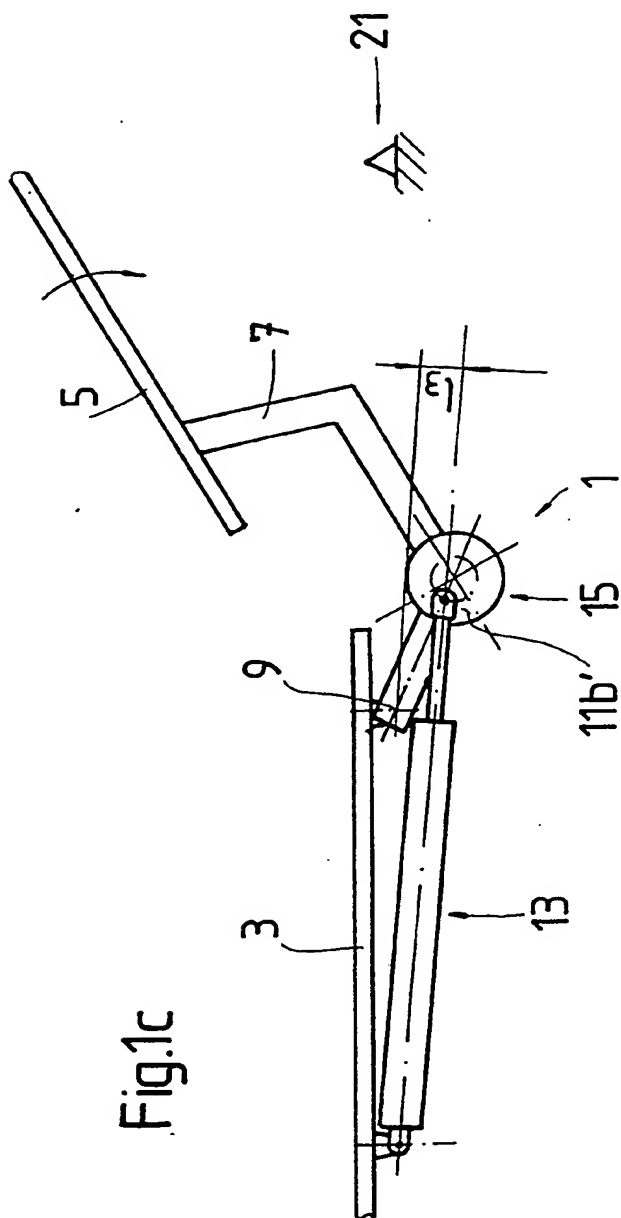


Fig.1d

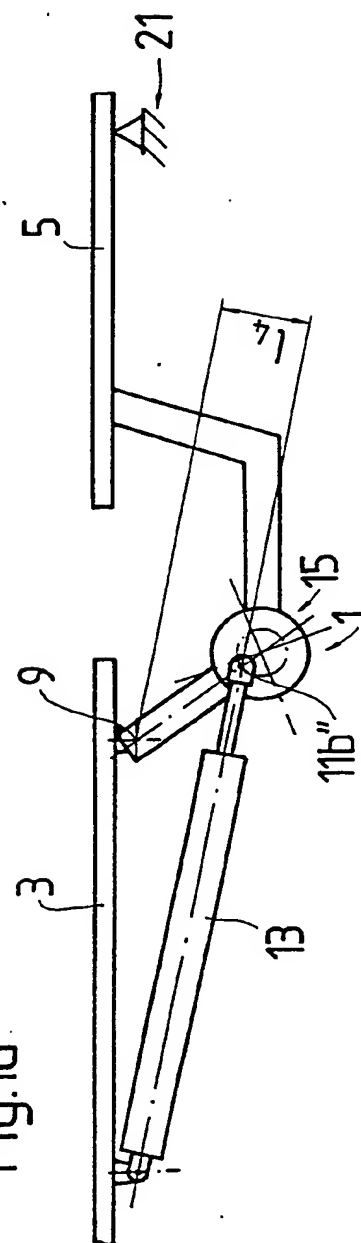


Fig.2

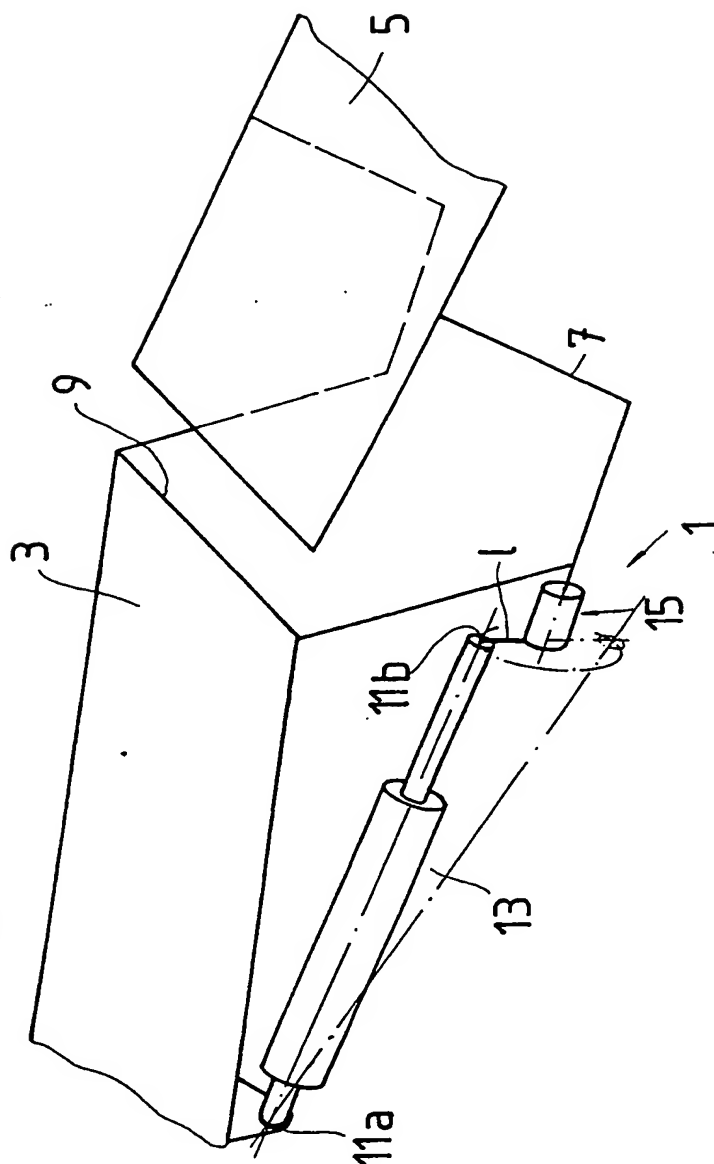


Fig.3

